

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

A2

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: 2002021592 A

(43) Date of publication of application: 23.01.02

(51) Int. Cl

F02D 15/02

F01B 31/14

F02B 75/04

F02B 75/32

(21) Application number: 2000206257

(71) Applicant: NISSAN MOTOR CO LTD

(22) Date of filing: 07.07.00

(72) Inventor: MOGI KATSUYA
FUJIMOTO HIROYA
AOYAMA SHUNICHI

(54) VARIABLE COMPRESSION RATIO MECHANISM
OF RECIPROCATING INTERNAL COMBUSTION
ENGINE

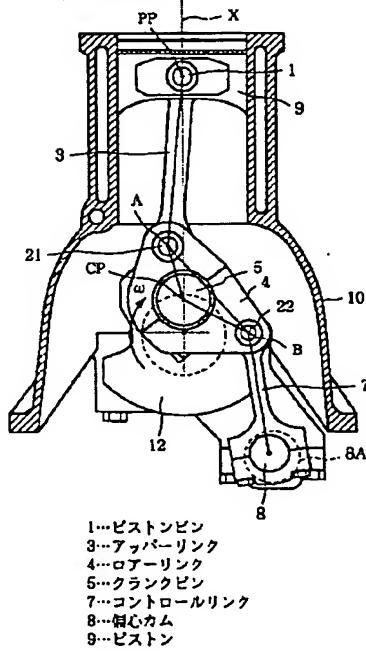
enlarges compared with the piston upper dead point.

(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce the energy loss due to the piston thrust load in a dual link type variable compression ratio mechanism.

SOLUTION: The variable compression ratio mechanism is equipped with an upper link 3 coupled with a piston 9, a lower link 4 coupled with the upper link 3 and also coupled with a crank pin 5 on a crank shaft 12, and a control link 7 to couple the lower link 4 with an eccentric cam 8 and restrict the degree of freedom of the lower link 4. The position of the upper dead point, and accordingly the compression ratio, changes depending upon the rotational position of the eccentric cam 8. The connecting point A is set so as to lie on the left in figure of the line segment PP-CP tying the center of piston pin PP to the center of crank pin CP in case the crank shaft 12 rotates in the direction of arrow ω , and the control link 7 is arranged on the side opposite thereto. The upper link 3 approaches the vertical positioning when the combustion load thereafter

COPYRIGHT: (C)2002,JPO



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2002-21592
(P2002-21592A)

(43)公開日 平成14年1月23日(2002.1.23)

(51) Int.Cl.⁷
F 0 2 D 15/02
F 0 1 B 31/14
F 0 2 B 75/04
75/32

識別記号

F I
F 0 2 D 15/02
F 0 1 B 31/14
F 0 2 B 75/04
75/32

テ-マ-ト(参考)
C 3 G 0 9 2
A

審査請求 未請求 請求項の数 7 OL (全 10 頁)

(21)出願番号 特願2000-206257(P2000-206257)

(22)出願日 平成12年7月7日(2000.7.7)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 茂木 克也

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72) 発明者　藤本　博也

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74) 代理人 100062199

井理士 杰賀 富士弥 (外3名)

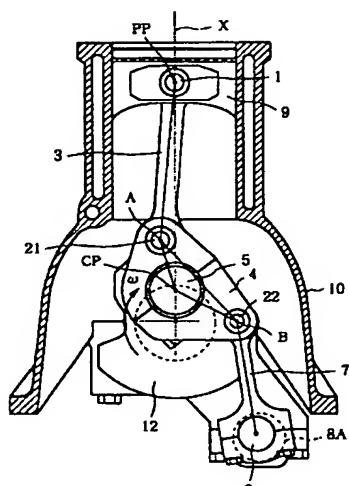
最終頁に続く

〔54〕【発明の名称】 レシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構

(57) 【要約】

【課題】 複リンク式可変圧縮比機構におけるピストンスラスト荷重によるエネルギー損失を低減する。

【解決手段】 可変圧縮比機構は、ピストン9に連結されたアップバーリンク3と、アップバーリンク3に連結されるとともに、クランクシャフト12のクランクピン5に連結されたロアーリンク4と、ロアーリンク4と偏心カム8とを連結してロアーリンク4の自由度を規制するコントロールリンク7と、を備える。偏心カム8の回動位置によってピストン9の上死点位置ひいては圧縮比が変化する。クランクシャフト12が矢印ω方向に回転する場合、ピストンピン中心（P P）とクランクピン中心（C P）とを結ぶ線分P P-C Pよりも図の左側となるように、接続点Aが設定され、コントロールリンク7はこれと反対側に配置される。ピストン上死点に比べて、その後の燃焼荷重が大となるときに、アップバーリンク3が垂直に近付く。



- 1…ピストンピン
- 3…アッパーリンク
- 4…ロアーリンク
- 5…クラシクピン
- 7…コントロールリンク
- 8…偏心カム
- 9…ピストン

【特許請求の範囲】

【請求項1】 ピストンのピストンピンに一端が連結されたアッパーリンクと、このアッパーリンクとクランクシャフトのクランクピンとを連結するロアーリンクと、を備えてなるレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構において、

上記アッパーリンクと上記ロアーリンクとの接続点をAとし、ピストンピン中心 (PP) と上記接続点Aとを結ぶ線分を線分 PP-A とし、ピストンピン中心 (PP) の往復運動軸線をXとし、上記軸線Xから上記線分 PP-A までクランクシャフト回転方向と同一の回転方向に沿って計測した角度を角 ϕ とすると、

ピストン上死点において、ピストンピン中心 (PP) とクランクピン中心 (CP) を結ぶ1つの線分 PP-CP を挟んで両側に想定し得る2つの接続点Aの中で、それぞれの線分 PP-A に対する角 ϕ が小さくなる側に、接続点Aを設定したことを特徴とするレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項2】 ピストン下降行程中にのみ上記線分 PP-A が上記ピストン往復運動軸線Xに一致することを特徴とする請求項1記載のレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項3】 ピストンの上死点位置からピストン速度が最大となるまでの行程中に、上記線分 PP-A が上記ピストン往復運動軸線Xに一致することを特徴とする請求項1記載のレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項4】 上記角 ϕ の絶対値が、ピストン上死点位置に比べて、(燃焼荷重×ピストン速度)の値が最大となるピストン位置において相対的に小さくなることを特徴とする請求項1記載のレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項5】 内燃機関の全運転領域中の少なくとも一つの運転領域において、(燃焼荷重×ピストン速度)の値が最大となる点で、上記線分 PP-A とピストン往復運動軸線Xとが一致する状態が存在することを特徴とする請求項1記載のレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項6】 上記ロアーリンクに一端が連結されるとともに、他端が内燃機関本体に揺動可能に連結されたコントロールリンクを備え、

上記コントロールリンクと上記ロアーリンクとの接続点をBとし、上記クランクピン中心 (CP) を通り上記軸線Xに平行な線を垂直線Zとすると、

ピストン上死点位置において、上記線分 PP-CP を基準として上記接続点Aへ向かう方向に対し、上記垂直線Zを基準として反対側となる位置に、上記接続点Bが設けられていることを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載のレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項7】 (燃焼荷重×ピストン速度)の値が最大となるピストン位置における上記角 ϕ の絶対値が、低圧

縮比状態に比べて、高圧縮比状態において相対的に小さくなることを特徴とする請求項1～6のいずれかに記載のレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 この発明は、複リンク式のピストン-クランク機構を利用してピストン上死点位置を変化させるようにしたレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来のレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構として、例えば、図9に示すような複リンク式のピストン-クランク機構を利用してしたものがいる。これは、ピストン9にピストンピン1を介して一端が連結されたアッパーリンク3と、このアッパーリンク3の他端に連結されるとともに、クランクシャフト12のクランクピン5に連結されたロアーリンク4と、上記ロアーリンク4と内燃機関本体とを連結して、ロアーリンク4の自由度を規制するコントロールリンク7と、を備えており、上記コントロールリンク7の揺動支持位置が偏心カム8によって制御される構成となっている。このものでは、上記偏心カム8の回動位置によってコントロールリンク7下端の揺動支点位置が変化し、これに伴ってピストン9の上死点位置、ひいては圧縮比が変化する。

【0003】 この従来の複リンク式の可変圧縮比機構にあっては、ピストン上死点付近において、上記アッパーリンク3の軸線つまりピストンピン中心 (PP) と接続点Aとを結ぶ線分 PP-A と、ピストンピン中心 (PP) が往復運動する往復運動軸線Xとがなす挾角 ϕ が、図10に示すように、ほぼ0°となる。すなわち、上記アッパーリンク3の軸線が、ピストン上死点位置においてほぼ直立状態になるように構成されている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 図10の(a)～(d)は、この従来の構成における可変圧縮比機構のクランク角に対する特性を示したもので、(a)は(ピストン速度V×燃焼荷重We×p)の変化を、(b)はアッパーリンク3の軸線の傾きを示す挾角 ϕ の変化を、(c)はピストンスラスト荷重による瞬間エネルギー損失Wの変化を、(d)はピストン行程を、それぞれ示している。なお、上記挾角 ϕ は、軸線Xからクランクシャフト12回転方向 ω と同一の方向つまり時計回り方向に計測した値である。

【0005】 ここで、上記ピストンスラスト荷重は、図4に示すように、燃焼荷重We×pと挾角 ϕ とによって、 $We \times p \cdot \tan \phi$ として示される。また、このピストンスラスト荷重による瞬間エネルギー損失Wは、ピストンとシリンダ間の摩擦係数を μ とすると、 $\mu \cdot V \cdot We \times p \cdot \tan \phi$ として示される。

【0006】 すなわち、上記ピストンスラスト荷重なら

びに瞬間エネルギー損失Wは、アップバーリング3の傾きに依存することになる。

【0007】しかしながら、上記従来のレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構にあっては、図10に示すように、ピストン上死点付近において、アップバーリング軸線とピストンピン往復軸線Xとの挟角 ϕ がほぼ 0° となるように構成されていたため、圧縮上死点より遅れて現れる燃焼荷重 $W_{e \times p}$ とピストン下降速度絶対値Vの積が最大となるタイミングTにおいて、上記挟角 ϕ の値（絶対値）が大きくなってしまい、ピストンスラスト荷重ひいては瞬間エネルギー損失Wが増大し、内燃機関としての運動効率が悪化するという問題があった。

【0008】この発明は、このような従来の問題点に着目してなされたもので、ピストンへの燃焼荷重 $W_{e \times p}$ とピストン下降速度絶対値Vの積（ $V \cdot W_{e \times p}$ ）が最大となるタイミングにおいて、アップバーリング軸線とピストンピン往復軸線との挟角 ϕ ひいては $\tan \phi$ を小さくすることにより、上記問題点を解決することを目的としている。

【0009】

【課題を解決するための手段】請求項1に係る発明は、ピストンのピストンピンに一端が連結されたアップバーリングと、このアップバーリングとクランクシャフトのクランクピンとを連結するロアーリングと、を備えてなるレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構において、上記アップバーリングと上記ロアーリングとの接続点をAとし、ピストンピン中心（PP）と上記接続点Aとを結ぶ線分を線分PP-Aとし、ピストンピン中心（PP）の往復運動軸線をXとし、上記軸線Xから上記線分PP-Aまでクランクシャフト回転方向と同一の回転方向に沿って計測した角度を角 ϕ とすると、ピストン上死点において、ピストンピン中心（PP）とクランクピン中心（CP）を結ぶ1つの線分PP-CPを挟んで両側に想定し得る2つの接続点Aの中で、それぞれの線分PP-Aに対する角 ϕ が小さくなる側に、接続点Aを設定したことを特徴としている。

【0010】図16は、この請求項1の関係を図示したものであり、（a）の場合と（b）の場合とがあるが、いずれの場合でも、ピストンピン中心（PP）とクランクピン中心（CP）を結ぶ1つの線分PP-CPに対し、その両側に2つの接続点Aを想定することができる。（a）は、2つの接続点Aが軸線Xを挟んで両側に位置する場合を示し、（b）は、2つの接続点Aが軸線Xの一方の側に存在する場合を示している。そして、クランクシャフトが符号 ω のように時計回り方向に回転するものとすると、角 ϕ も同じ時計回り方向に計測するので、（a）の場合は、図左側のA点の方が角 ϕ が小さい。また（b）の場合は、図右側のA点の方が角 ϕ が小さい。従って、それぞれ実線で示すリンク構成となるように設定される。

【0011】このように構成することにより、ピストン上死点位置ではアップバーリングが傾斜しているものの、上死点よりも遅れて生じる燃焼荷重が高くなる時期には、アップバーリングの傾きが上記軸線Xに接近する。従って、スラスト荷重が低減する。

【0012】請求項1の発明をさらに具体化した請求項2の発明は、ピストン下降行程中にのみ上記線分PP-Aが上記ピストン往復運動軸線Xに一致することを特徴としている。

10 【0013】つまり、ピストン下降行程中にアップバーリングが直立状態になり、 $\tan \phi$ が 0 となる。

【0014】さらに請求項3の発明では、ピストンの上死点位置からピストン速度が最大となるまでの行程中に、上記線分PP-Aが上記ピストン往復運動軸線Xに一致することを特徴としている。

【0015】瞬間エネルギー損失Wに関与する（燃焼荷重×ピストン速度）の値は、ピストンの上死点位置からピストン速度が最大となるまでの行程中に最大値となる。請求項3の発明では、この間に、アップバーリングが直立となる状態が存在し、そのときに、 $\tan \phi$ が 0 となる。

20 【0016】また、請求項1の発明をより具体化した請求項4の発明は、上記角 ϕ の絶対値が、ピストン上死点位置に比べて、（燃焼荷重×ピストン速度）の値が最大となるピストン位置の状態を、それぞれ示している。（b）に示すように、角 ϕ が小さくなることで、 $\tan \phi$ が小さくなり、スラスト方向成分が少なくなる。

【0017】図17は、この関係を図示したものであり、（a）が上死点位置の状態を、（b）が上死点後における（燃焼荷重×ピストン速度）の値が最大となるピストン位置の状態を、それぞれ示している。（b）に示すように、角 ϕ が小さくなることで、 $\tan \phi$ が小さくなり、スラスト方向成分が少なくなる。

30 【0018】さらに、請求項5に係る発明は、内燃機関の全運動領域中の少なくとも一つの運動領域において、（燃焼荷重×ピストン速度）の値が最大となる点で、上記線分PP-Aとピストン往復運動軸線Xとが一致する状態が存在することを特徴としている。

【0019】運動条件の変化、さらにはこの運動条件の変化に伴う圧縮比の変更、によって、（燃焼荷重×ピストン速度）の値が最大となるクランク角は変化する。請求項5の発明では、少なくとも一つの運動領域において、（燃焼荷重×ピストン速度）の値が最大となる時期に角 ϕ が 0 となる。

40 【0020】また、請求項6に係る発明は、上記ロアーリングに一端が連結されるとともに、他端が内燃機関本体に搖動可能に連結されたコントロールリンクを備え、上記コントロールリンクと上記ロアーリングとの接続点をBとし、上記クランクピン中心（CP）を通り上記軸線Xに平行な線を垂直線乙とすると、ピストン上死点位置において、上記線分PP-CPを基準として上記接続

50

点Aへ向かう方向に対し、上記垂直線Zを基準として反対側となる位置に、上記接続点Bが設けられていることを特徴としている。

【0021】上記ロアーリングの自由度を規制するため、何らかの手段が必要であるが、この請求項6の発明においては、この規制手段としてコントロールリンクを備えている。

【0022】図18は、この請求項6のリンクの関係を図示したものであり、(a)は図16の(a)の基本的レイアウトに対応し、(b)は図16の(b)の基本的レイアウトに対応している。(a)の場合には、線分PP-CPを基準として図の左側に接続点Aが配置されているので、垂直線Zを基準として、これと反対側となる右側の位置に、コントロールリンクとの接続点Bが設けられる。また、(b)の場合には、線分PP-CPを基準として図の右側に接続点Aが配置されているので、垂直線Zを基準として、これと反対側となる左側の位置に、コントロールリンクとの接続点Bが設けられる。このような配置とすると、線分CP-Aと線分CP-Bとのなす角が大きく確保でき、ロアーリングによる変位拡大作用が大きくなる。

【0023】また、請求項7に係る発明は、(燃焼荷重×ピストン速度)の値が最大となるピストン位置における上記角 ϕ の絶対値が、低圧縮比状態に比べて、高圧縮比状態において相対的に小さくなることを特徴としている。これにより、高圧縮比状態のときに、スラスト方向成分の割合が一層小さくなる。

【0024】

【発明の効果】本発明によれば、燃焼荷重が大となる上死点後の位置においてアッパーリングの傾きが小さくなり、燃焼荷重により発生するピストンのスラスト荷重を低減できる。

【0025】また請求項2の発明によれば、ピストン上昇行程中にもアッパーリング軸線とピストン往復運動軸線とが一致する構成に比べて、スラスト荷重によるエネルギー損失をより低減できる。つまり、スラスト荷重による瞬間エネルギー損失の総和(積分値)をより小さくすることができる。

【0026】また請求項3の発明によれば、同様に、スラスト荷重による瞬間エネルギー損失の総和(積分値)をより小さくすることができる。

【0027】さらに、請求項4の発明によれば、(燃焼荷重×ピストン速度)の値が最大となるピストン位置においてスラスト方向成分が小さくなることから、スラスト荷重によるエネルギー損失を一層効果的に抑制できる。

【0028】請求項5の発明によれば、内燃機関の全運転領域中の少なくとも一つの運転領域において、(燃焼荷重×ピストン速度)の値が最大となるときのスラスト荷重を0とすることができます、スラスト荷重によるエネル

ギー損失を確実に抑制できる。

【0029】また請求項6の発明によれば、線分PP-CPを基準として接続点Aへ向かう方向に対し、上記垂直線Zを基準として同方向となる位置に接続点Bを設けた場合に比較して、クランクピンの回転半径に対しピストン行程を拡大する作用が大きく得られる。従って、所定のピストン行程を得るために必要なクランクピン回転半径を小さくでき、クランクシャフトを高剛性にできる。

10 【0030】また請求項7の発明によれば、熱力学的に高効率な高圧縮比時において、スラスト荷重によるエネルギー損失をより低減でき、機関の最高効率を向上できる。

【0031】

【発明の実施の形態】以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0032】図1は、この発明に係る可変圧縮比機構を備えたレシプロ式内燃機関の断面図であり、特に、ピストン9が上死点にある状態を示している。

20 【0033】この可変圧縮比機構は、ピストン9にピストンピン1を介して一端が連結されたアッパーリング3と、このアッパーリング3の他端に連結ピン21を介して揺動可能に連結されるとともに、クランクシャフト12のクランクピン5に連結されたロアーリング4と、一端が上記ロアーリング4に連結ピン22を介して連結されるとともに、他端が内燃機関本体に連結されて、ロアーリング4の自由度を規制するコントロールリンク7と、を備えている。上記コントロールリンク7の他端は、詳しくは、シリンダブロック10下部に配置した制御軸8Aの偏心カム8に揺動可能に支持されており、上記偏心カム8の回動位置によってコントロールリンク7の揺動支点位置が変化し、これに伴ってピストン9の上死点位置、ひいては圧縮比が変化する構成となっている。ここで、上記クランクシャフト12は、矢印 ω の方向つまり時計回り方向に回転する。

30 【0034】この実施例では、図16の(a)で説明したように、ピストン上死点において想定し得る2つの接続点Aが、いずれもピストンピン中心(PP)の往復運動軸線Xを挟んで互いに反対側に位置する構成となっているので、上記ピストンピン中心(PP)とクランクピン中心(CP)とを結ぶ線分PP-CPよりも図の左側となるように、実際の接続点Aが選択されている。

40 【0035】また図5の(a)～(d)は、この実施例の可変圧縮比機構における(ピストン速度V×燃焼荷重We×p)の変化(a)、アッパーリング3の軸線の傾きを示す時計回り方向に計測した角 ϕ の変化(b)、ピストンスラスト荷重による瞬間エネルギー損失Wの変化(c)、ピストン行程(d)、を、それぞれ対比して示しているが、同図の(b)と(d)とから解るように、上記アッパーリング3の軸線(線分PP-A)が上記ピ

ストンピン往復軸線Xに一致する状態、すなわち角 ϕ が0となる状態が、ピストン下降行程中(図中のθ1の期間)のみに存在するようになっている。

【0036】さらに、同図の(a)、(b)から解るように、ピストン上死点後のピストン速度(絶対値)Vとピストン9に作用する燃焼荷重We xpとの積(V·We xp)が最大となるタイミングTでの角 ϕ が、ピストン上死点位置での角 ϕ より小さくなるように設定されている。

【0037】また、図11は、さらに、燃焼速度We xpの特性(e)とピストン速度Vの特性(f)とを加えた特性図であるが、この図から解るように、上記角 ϕ が0となる状態、つまりアッパーリンク3の軸線が上記軸線Xに一致する状態が、ピストン上死点からその後のピストン速度絶対値最大点までの間(図中のθ2の期間)に存在するようになっている。

【0038】さらに、この実施例の構成においては、コントロールリンク7の内燃機関本体に対する揺動中心となる偏心カム8が、上記軸線Xを挟んでクランクピン2の下降側つまり図の右側となる側に位置している。そして、上記コントロールリンク7とロアーリンク4との接続点Bも、同じ側に設けられている。特に、ピストン上死点位置において、クランクピン中心(CP)を通り上記軸線Xに平行な垂直線Zよりも図中右側となる位置に、上記接続点Bが設定されている。

【0039】ところで、前述した図5は、圧縮比を高圧縮比に制御したときの特性を示しており、これに対し、図8は、圧縮比を低圧縮比に制御したときの特性を示している。図8に示すように、この実施例の場合、低圧縮比状態では、角 ϕ が0となるときはない。そして、燃焼荷重We xpとピストン速度Vとの積(V·We xp)が最大となるタイミングTにおける角 ϕ について、図5と図8とを対比すると、高圧縮比状態における角 ϕ の方が低圧縮比状態における角 ϕ よりも小さくなるように、各リンクが構成されている。

【0040】次に上記実施例の作用を説明する。

【0041】ピストンスラスト荷重による瞬間エネルギー損失W($=\mu \cdot V \cdot We xp \cdot \tan \phi$)は、積(V·We xp)の大きさと角 ϕ つまり $\tan \phi$ の大きさによって実質的に定まる。

【0042】上記実施例の構成では、時計回り方向に回転するクランクピン2に対し、ピストン上死点時の接続点Aが軸線Xよりも図の左側に位置しているので、ピストン上死点時には図1のようにアッパーリンク3が傾斜したものとなり、これよりも遅れた時に、図2のように、アッパーリンク3がより垂直状態に近付くことになる。つまり、角 ϕ の最小となるタイミングが、ピストン上死点位置ではなく、これよりも遅れた時期、例えば、積(V·We xp)が最大となる時期となる(図5参照)。従って、ピストンスラスト荷重による瞬間エネルギー

ギー損失Wを低減できる。

【0043】また、上記角 ϕ が0となり上記アッパーリンク3が直立するタイミングがピストン9の下降行程中のみに存在するため、上記積(V·We xp)が最大となる時期以降に続く上記積(V·We xp)が比較的大きい期間においても、持続的に角 ϕ を小さく保持でき、瞬間エネルギー損失Wの積分値として求められるエネルギー損失全体を効果的に低減することができる。

【0044】特に、上記積(V·We xp)が最大となるタイミングでの角 ϕ の絶対値が、ピストン上死点時の角 ϕ の絶対値よりも小さいことから、上記瞬間エネルギー損失Wの積分値が確実に低減する。

【0045】さらに、コントロールリンク7の内燃機関本体に対する揺動中心および接続点Bが、上述のように配置されていることから、ピストン往復運動方向つまり図7のy方向について考察した場合、上記ロアーリンク4を、上記接続点Bを支点としたスイングアームとみなすことができる。つまり、偏心カム8の位置が一定であれば、接続点Bは、図7の符号31で示す軌跡に沿って動くことになるが、y方向について見れば、接続点Bはほぼ静止していると言える。そして、接続点Aはクランクピン2を挟んで反対側に位置するので、この接続点Aのy方向の変動は、上記クランクピン2の中心(CP)のy方向の変動よりも拡大されたものとなる。なお、図7に、クランクピン中心(CP)の移動軌跡を符号32の円で、接続点Aの移動軌跡を略楕円状の符号33の線で、それぞれ示してある。これにより、上記クランクピン2の公転直径よりも大きなピストン行程を得ることができる。換言すれば、所定のピストン行程を得るために必要なクランク半径が小さくなり、高剛性なクランクシャフト12とすることができる。

【0046】なお、図7に軌跡31として示す上記接続点Bのx方向の変動は、上記クランクピン2の中心(CP)のx方向の変動を吸収するために生じていると考えることができる。

【0047】ここで、図7の破線で描くリンク構成のように、仮に、偏心カム8による揺動中心を符号8'、接続点Bを符号B'として示すように、それぞれ反対側に配置したとすると、線分CP-Aと線分CP-Bとのなす角 α が小さくなり、上記ロアーリンク4のスイングアームとしての変位拡大作用が減少してしまう。

【0048】図12は、コントロールリンク7の両端の位置を図7のように設定した実施例の構成におけるピストン行程の特性を示しており、また、図13は、図7の符号8'、B'の位置(具体的には軸線Xを挟んで線対称の位置)に設定した比較例におけるピストン行程の特性を示している。両者の対比から明らかのように、コントロールリンク7のレイアウトによってピストン行程に大きな違いが生じる。

【0049】また、前述したように、偏心カム8の位置

により高圧縮比状態とした場合の積 ($V \cdot W_e \times p$) が最大となるタイミングにおける角 ϕ が、低圧縮比状態とした場合の積 ($V \cdot W_e \times p$) が最大となるタイミングにおける角 ϕ より小さいので、より熱力学的に高効率な高圧縮比状態において、ピストンスラスト荷重によるエネルギー損失をより大きく低減でき、内燃機関の最高効率を高めることができる。

【0050】次に、図3に、第2の実施例を示す。

【0051】この第2の実施例は、図16の(b)で説明した構成に対応する実施例であって、ピストン上死点において想定し得る2つの接続点Aが、ピストンピン中心 (PP) の往復運動軸線Xの一方の側、具体的には左側に位置する構成となっているので、角 ϕ が小さい方として、軸線Xに近い点が、実際の接続点Aとして選択されている。

【0052】図6は、図5と同様に、この第2の実施例の種々の特性を示しており、上記第2の実施例の構成では、やはり、ピストン上死点時にアッパーリンク3が傾斜したものとなるが、これよりも遅れた時期に、角 ϕ が0となり得る。特に、積 ($V \cdot W_e \times p$) が最大となる時期Tには、上死点位置よりもアッパーリンク3がより垂直状態に近付くことになり、角 ϕ が減少する。従って、ピストンスラスト荷重による瞬間エネルギー損失Wを低減できる。

【0053】また、この実施例では、コントロールリンク7が図1とは反対側に配置される。すなわち、図18の(b)で説明したように、コントロールリンク7の内燃機関本体に対する揺動中心となる偏心カム8が、上記軸線Xを挟んでクランクピン2の上昇側つまり図の左側となる側に位置しており、さらに、上記コントロールリンク7とロアーリンク4との接続点Bも、同じく左側に設けられている。特に、ピストン上死点位置において、クランクピン中心 (CP) を通り上記軸線Xに平行な垂直線Zよりも図中左側となる位置に、上記接続点Bが設定されている。

【0054】これにより、前述した実施例と同様に、線分CP-Aと線分CP-Bとのなす角 α が大きくなり、上記ロアーリンク4のスイングアームとしての変位拡大作用を大きく確保できる。図14は、コントロールリンク7を図3のように配置した第2の実施例の構成におけるピストン行程の特性を示しており、また、図15は、コントロールリンク7を軸線Xを挟んで対称の位置に配置した比較例におけるピストン行程の特性を示している。両者の対比から明らかなように、コントロールリンク7のレイアウトによってピストン行程に大きな違いが生じる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施例をピストン上死点状態において示す断面図。

【図2】この実施例の(ピストン速度絶対値×燃焼荷重)の値が最大となるタイミングにおける状態を示した断面図。

【図3】第2の実施例をピストン上死点状態において示す断面図。

【図4】燃焼荷重によるピストンスラスト荷重についての説明図。

【図5】第1の実施例における膨張行程付近での角 ϕ 等の変化を示す特性図。

【図6】第2の実施例における膨張行程付近での角 ϕ 等の変化を示す特性図。

【図7】コントロールリンクとの接続点B等の移動軌跡を示した説明図。

【図8】第1の実施例の低圧縮比状態における特性を示す特性図。

【図9】従来の複リンク式可変圧縮比機構のピストン上死点時における構成説明図。

【図10】従来例の膨張行程付近での角 ϕ 等の変化を示す特性図。

【図11】ピストン速度V等の特性をさらに加えた図5と同様の特性図。

【図12】第1の実施例におけるピストン行程の特性図。

【図13】コントロールリンクの配置を反対側とした場合のピストン行程の特性図。

【図14】第2の実施例におけるピストン行程の特性図。

【図15】第2の実施例においてコントロールリンクの配置を反対側とした場合のピストン行程の特性図。

【図16】請求項1のリンク構成を模式的に示した説明図。

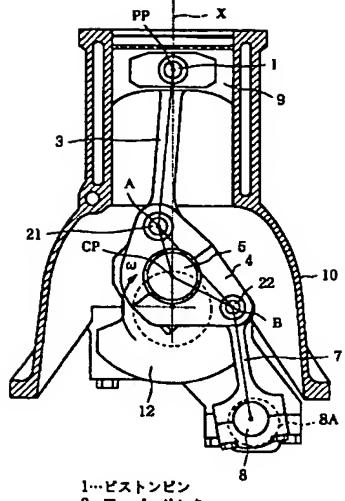
【図17】請求項4のリンク構成を模式的に示した説明図。

【図18】請求項6のリンク構成を模式的に示した説明図。

【符号の説明】

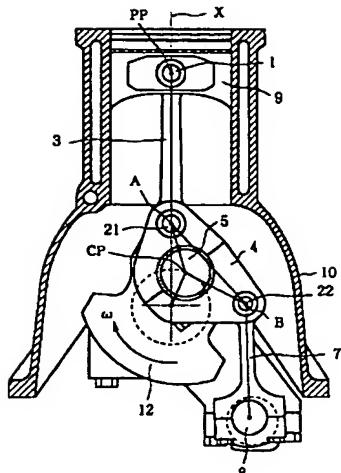
- 40 1…ピストンピン
- 3…アッパーリンク
- 4…ロアーリンク
- 5…クランクピン
- 7…コントロールリンク
- 8…偏心カム
- 9…ピストン

【図1】

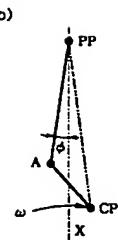
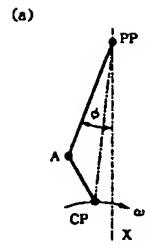


1…ピストンピン
3…アッペリンク
4…ロアーリンク
5…クランクピン
7…コントロールリンク
8…偏心カム
9…ピストン

【図2】

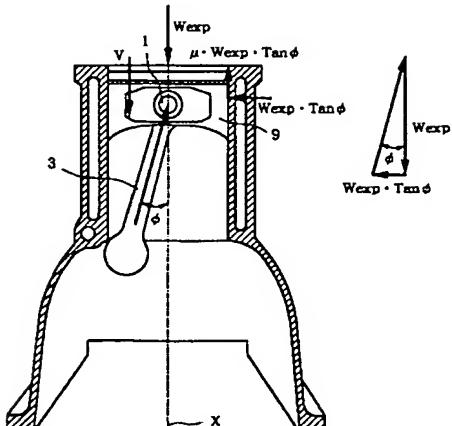
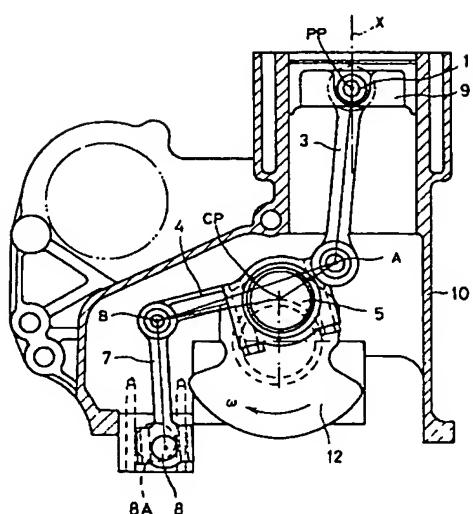


【図17】

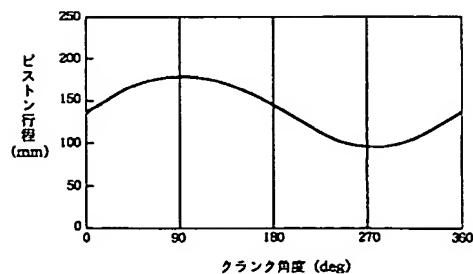


【図4】

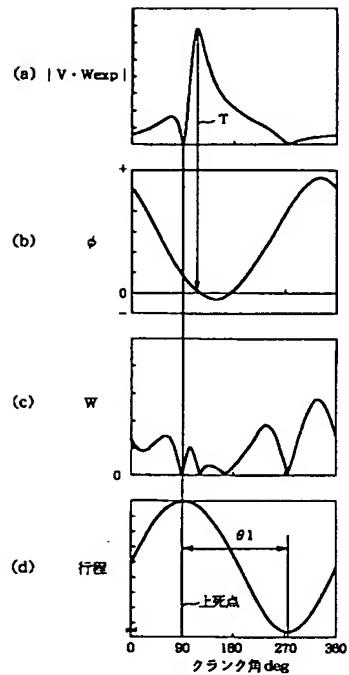
【図3】



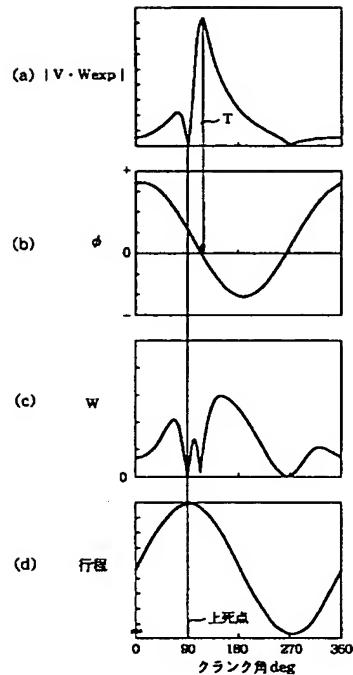
【図12】



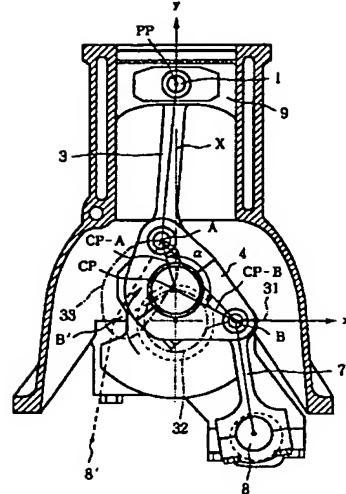
【図5】



[図 6]

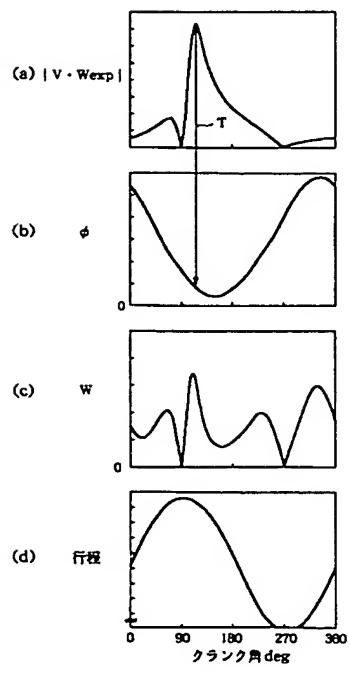


〔図7〕



〔図10〕

【図8】



[図9]

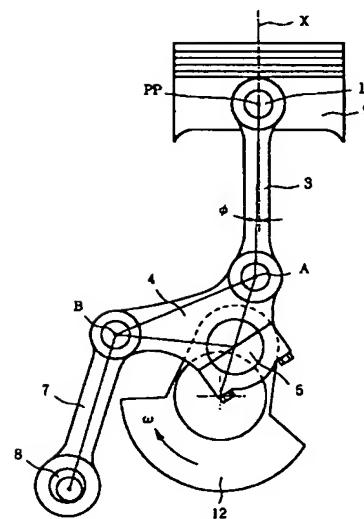
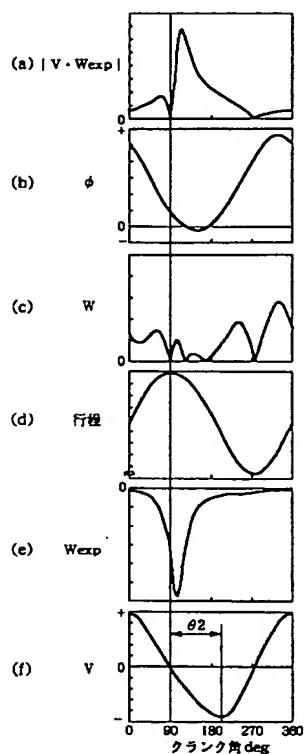


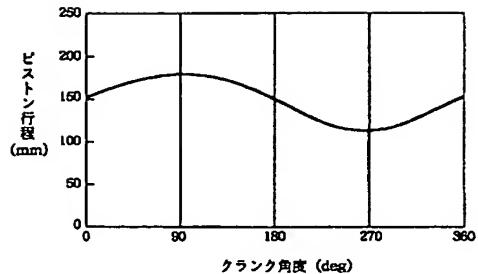
Figure 1 consists of four vertically stacked plots sharing a common x-axis representing the crank angle in degrees, ranging from 0 to 360. A vertical dashed line marks the top dead center (TDC) at approximately 90 degrees.

- (a) Plot of $|V + W_{\text{exp}}|$ versus crank angle. The curve has a sharp peak at TDC and a smaller peak at approximately 270 degrees.
- (b) Plot of ϕ versus crank angle. The curve is zero at TDC and reaches a minimum of -1 at 180 degrees, crossing zero again at 360 degrees.
- (c) Plot of W versus crank angle. The curve is zero at TDC and reaches a maximum of 1 at 180 degrees, crossing zero again at 360 degrees.
- (d) Plot of 行程 (stroke) versus crank angle. The curve is zero at TDC and reaches a maximum of 1 at 90 degrees, crossing zero again at 270 degrees. A horizontal dashed line is labeled '上死点' (Top Dead Center) at approximately 10 degrees.

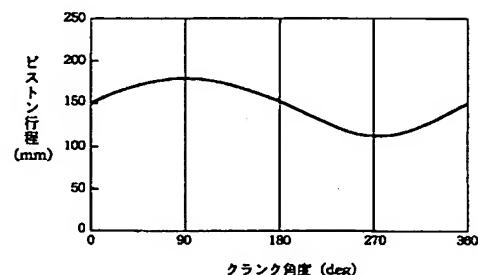
【図11】



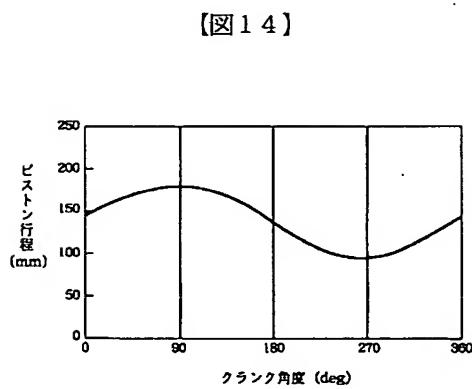
【図13】



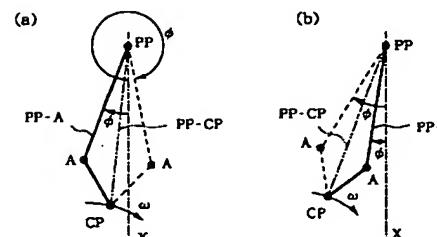
【図15】



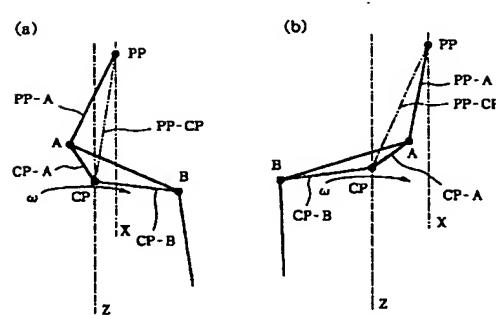
【図16】



【図14】



【図18】



フロントページの続き

(72)発明者 青山 俊一

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

Fターム(参考) 3G092 DD06